

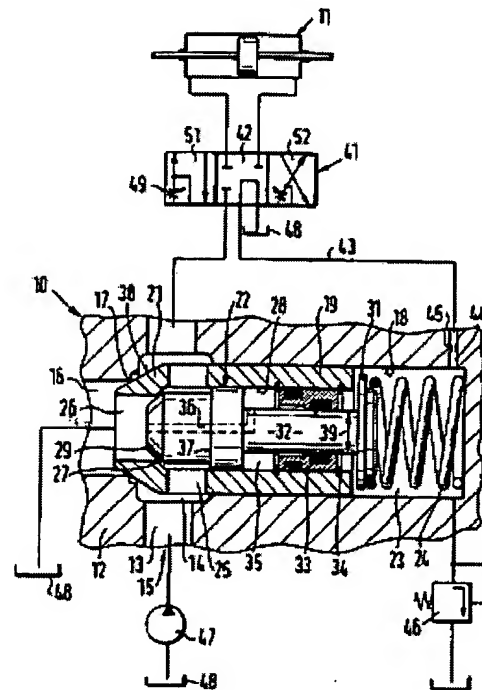
# **Combined function control valve for constant displacement pump circuit - ha pressure balancing spool for motor load control sliding inside low pressure relief spool for idle running**

**Patent number:** DE4119297  
**Publication date:** 1992-12-17  
**Inventor:** KOETTER WOLFGANG DIPL ING (DE)  
**Applicant:** BOSCH GMBH ROBERT (DE)  
**Classification:**  
 - international: F15B13/01  
 - european: F15B13/04C2  
**Application number:** DE19914119297 19910612  
**Priority number(s):** DE19914119297 19910612

[Report a data error here](#)

## **Abstract of DE4119297**

A hydraulic valve (10) combines the three functions of pressure relief for idle running, circuit pressure limitation, and pressure regulation under load in a circuit for driving a motor (11) with a constant displacement pump (47). A differential pressure spool (22) with seating surface (29) and pressure surfaces (37) slides inside a second differential spool (19) with a seating surface (29) and pressure surface (38). The tail shaft (32) of the inner spool passes through a separating gland (33) into a chamber (23) housing a spring (24). The tail shaft end (39) is equal in area to the other pressure surface (37), so that the inner spool and spring form a pressure balance system. At the idle running or rest position (42) of the multi-way control valve (41), the outer spool (19) can lift off its seating at a low pump pressure, directing the total oil flow back to the sump (48). At a load position (51, 52) of the valve (41), the inner spool (22) is moved off its seating by pressure difference to allow proportional oil flow to the motor whilst the outer spool (19) is held against its seating. **ADVANTAGE** - Only two chambers and one spring are required. Easy to produce.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide



19 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

12 Offenlegungsschrift  
10 DE 41 19 297 A 1

51 Int. Cl.<sup>5</sup>:  
F 15 B 13/01

21 Aktenzeichen: P 41 19 297.4  
22 Anmeldetag: 12. 6. 91  
43 Offenlegungstag: 17. 12. 92

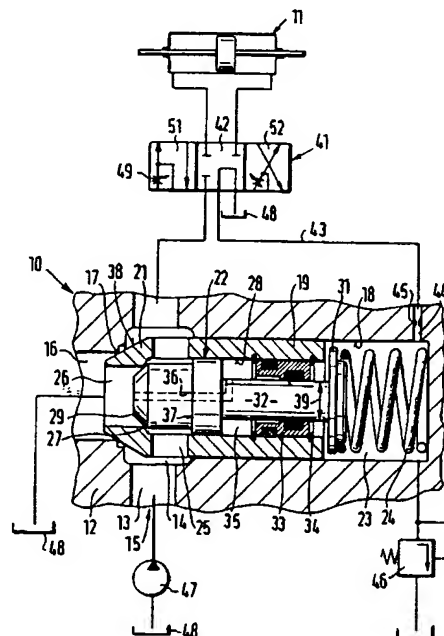
DE 41 19 297 A 1

71 Anmelder:  
Robert Bosch GmbH, 7000 Stuttgart, DE

72 Erfinder:  
Koetter, Wolfgang, Dipl.-Ing., 7145 Markgröningen,  
DE

54 Hydraulische Ventileinrichtung zur Steuerung des Leerlaufs, der Druckbegrenzung und der Lastdruckkompensation

57 Es wird eine hydraulische Ventileinrichtung (10) zur Steuerung des Leerlaufs, der Druckbegrenzung und der Lastdruckkompensation in Verbindung mit einem zu steuernden Hydromotor (11) vorgeschlagen, das für alle drei Funktionen mit einer einzigen Feder (24) auskommt. Die beiden ineinander geschachtelten Differenzdruckkolben (19, 22) sind mit Ventilegeln (21, 29) und zugeordneten Differenzflächen (38, 37) ausgebildet, von denen der innere Differenzdruckkolben (22) mit einem Schaft (32) eine Trennwand (33) des äußeren Differenzdruckkolbens (19) durchdringt und in der die Feder (24) aufnehmenden Steuerkammer (23) eine Druckfläche (39) bildet, die der zugeordneten, zweiten Differenzfläche (37) gleicht. Die größere Differenzfläche (38) des ersten Druckdifferenzkolbens (19) ergibt bei Leerlauffunktion mit gleicher Feder (24) ein niedrigeres Druckgefälle im Vergleich zum höheren Druckgefälle bei Lastdruckkompensation infolge der kleineren Differenzfläche (37) am inneren Differenzdruckkolben (22).



DE 41 19 297 A 1

## Beschreibung

## Stand der Technik

Die Erfindung geht aus von einer hydraulischen Ventileinrichtung zur Steuerung des Leerlaufs, der Druckbegrenzung und der Lastdruckkompensation in Verbindung mit einem zu steuernden Hydromotor nach der im Anspruch 1 näher angegebenen Gattung.

Es ist schon eine solche hydraulische Ventileinrichtung zur Steuerung des Leerlaufs, der Druckbegrenzung und der Lastdruckkompensation in Verbindung mit einem zu steuernden Hydromotor aus der DE 25 53 736 C2 bekannt, das in einem Gehäuse zwei ineinander geschachtelte Differenzdruckkolben aufweist, die jeweils als Sitzventile ausgebildet sind. Diese Sitzventile haben bei Druckfunktionen den Vorteil, daß sie kleinere Drucküberhöhungen aufweisen als Schieberventile. Bei dieser Ventileinrichtung sind beide Differenzdruckkolben hülsenförmig ausgebildet, wobei der innere Differenzdruckkolben eine Längsbohrung aufweist, in welche ein hülsenförmiges Abdichtungsrohr ragt, das mit seiner flanschartig endenden Trennwand in den äußeren Differenzdruckkolben eingeschraubt ist. Die Trennwand trennt dabei einen Steuerraum von einem Ringraum, von denen der Steuerraum eine den äußeren Differenzdruckkolben belastende erste Feder und der Ringraum eine den inneren Differenzdruckkolben belastende zweite Feder aufnimmt. Von Nachteil bei dieser Ventileinrichtung ist nun, daß sie mit zwei getrennten Federn arbeitet, wovon die zweite Feder beengt innerhalb des äußeren Differenzdruckkolbens untergebracht ist. Ferner ist der innere Differenzdruckkolben zwischen zwei konzentrischen Bauteilen geführt, nämlich auf seiner Außenseite vom äußeren Differenzdruckkolben und auf seiner Innenseite vom Abdichtungsrohr. Dies führt zu einer aufwendigen und teuren Bauweise, da sich vor allem exzentrische Fehler ungünstig auswirken können. Weiterhin weist die Ventileinrichtung am Abdichtungsrohr eine Dichtstelle auf, deren Durchmesser so groß ist wie der im äußeren Differenzdruckkolben angeordnete, innere Ventilsitz. Diese Abdichtung an einem relativ großen Durchmesser führt zu erhöhter Reibung und damit zu einem ungünstigen Ventilverhalten.

## Vorteile der Erfindung

Die erfindungsgemäße hydraulische Ventileinrichtung zur Steuerung des Leerlaufs, der Druckbegrenzung und der Lastdruckkompensation in Verbindung mit einem zu steuernden Hydromotor hat demgegenüber den Vorteil, daß sie unter Beibehaltung der bisherigen Eigenschaften mit nur einer Feder auskommt, die nun den Funktionen Leerlauf und Lastdruckkompensation gemeinsam zugeordnet ist. Ferner ist die bewegte Abdichtung an einem Schaft angeordnet, der einen relativ kleinen Außendurchmesser aufweist, was durch geringere Reibung auch zu einem besseren Ventilverhalten beiträgt. Ferner läßt sich die Ventileinrichtung einfacher herstellen und ermöglicht weniger Versatz der ineinander geführten Teile durch kleinere Fertigungstoleranzen. Die Anzahl der Kammern im äußeren Differenzdruckkolben reduziert sich von drei auf zwei.

Durch die in den Unteransprüchen aufgeführten Maßnahmen sind vorteilhafte Weiterbildungen und Verbesserungen der im Anspruch 1 angegebenen

Steuereinrichtung möglich. Insbesondere werden durch die Ausführungen nach den Ansprüchen 2 bis 5 eine einfache und leicht herstellbare Bauweise möglich.

## Zeichnung

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in der Zeichnung dargestellt und in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert. Die einzige Figur zeigt einen Längsschnitt durch eine hydraulische Ventileinrichtung in Verbindung mit einer Schaltung zum Steuern eines Hydromotors in vereinfachter Darstellung.

## Beschreibung des Ausführungsbeispiels

In der Figur ist eine Ventileinrichtung 10 zur Steuerung des Leerlaufs, der Druckbegrenzung und der Lastdruckkompensation im Längsschnitt dargestellt in Verbindung mit einer Schaltung zum Steuern eines Hydromotors 11.

Die Ventileinrichtung 10 weist in einem Gehäuse 12 einen durchgehenden Zulaufkanal 13 auf, der eine ringförmige Zulaufkammer 14 durchdringt und die gemeinsam den Zulauf 15 bilden. Quer zum Zulaufkanal 13 ist im Gehäuse 12 ein Ablauf 16 angeordnet, wodurch in der Zulaufkammer 14 ein erster, gehäusefester Ventilsitz 17 ausgebildet ist. Ferner ist im Gehäuse 12 eine Gehäusebohrung 18 angeordnet, die dem ersten Ventilsitz 17 gegenüberliegt und die konzentrisch zum Ablauf 16 in die Zulaufkammer 14 führt. Dabei ist der wirksame hydraulische Durchmesser dieser Gehäusebohrung 18 etwas größer ausgebildet als der Durchmesser des ersten Ventilsitzes 17.

In der Gehäusebohrung 18 ist ein äußerer, erster Differenzdruckkolben 19 dicht und gleitend geführt, der an seinem vorderen, dem ersten Ventilsitz 17 zugeordneten Ende als äußerer Ventilkegel 21 ausgebildet ist. Der erste Differenzdruckkolben 19, welcher die Funktion Leerlauf steuert, ist im wesentlichen hülsenförmig ausgebildet und nimmt in seinem hohlen Inneren einen zweiten, inneren Differenzdruckkolben 22 auf. Die beiden Differenzdruckkolben 19, 22 begrenzen in der Gehäusebohrung 18 eine Steuerkammer 23 die eine Feder 24 aufnimmt.

Der äußere Differenzdruckkolben 19 weist im Bereich des Ventilkegels 21 einen als gegenüberliegende Bohrungen ausgebildeten Einlaß 25 auf, der im Bereich der Zulaufkammer 14 liegt und daher mit dem Druck im Zulauf 15 beaufschlagt wird. Konzentrisch zum Ablauf 16 im Gehäuse 12 ist im äußeren Ventilkegel 21 ein Auslaß 26 ausgebildet, der mit dem Ablauf 16 Verbindung hat. Zwischen Einlaß 25 und Auslaß 26 ist im Inneren des ersten Differenzdruckkolbens 19 ein zweiter, beweglicher Ventilsitz 27 angeordnet. Im äußeren Differenzdruckkolben 19 liegt dem zweiten Ventilsitz 27 eine Längsbohrung 28 gegenüber, in welcher der zweite Differenzdruckkolben 22 dicht und gleitend geführt ist. Der zweite Differenzdruckkolben 22 stützt sich mit seinem zweiten, inneren Ventilkegel 29 am beweglichen Ventilsitz 27 ab, da er auf seiner gegenüberliegenden Seite von der Feder 24 über einen bolzenförmigen Schaft 32 belastet wird. Der bolzenförmige Schaft 32 durchdringt innerhalb des äußeren Differenzdruckkolbens 19 eine in dessen Längsbohrung 28 angeordnete Abdichthülse 33, die zwischen zwei Halteringen 34 axial im ersten Differenzdruckkolben 19 festgelegt ist. Diese Abdichthülse 33 dient als Trennwand, welche die die Feder 24 aufnehmende Steuerkammer 23 von einem in der Längsboh-

ring 28 ausgebildeten Ringraum 35 trennt. Dieser Ringraum 35 ist über einen im zweiten Differenzdruckkolben 22 angeordneten Kanal 36 mit dem Auslaß 26 und somit mit dem Ablauf 16 verbunden. Die den inneren Differenzdruckkolben 22 belastende Feder 24 drückt nicht nur diesen auf den zweiten Ventilsitz 27, sondern zugleich auch den äußeren Differenzdruckkolben 19 auf den gehäusefesten Ventilsitz 17.

Der zweite Differenzdruckkolben 22 ist den Funktionen Druckbegrenzung und Lastdruckkompensation zugeordnet, bei denen in der Regel höhere Drücke wirken als bei der Funktion Leerlauf. Beim inneren Differenzdruckkolben 22 ist der hydraulische wirksame Durchmesser der Längsbohrung 28 geringfügig größer ausgebildet als der Durchmesser des beweglichen Ventilsitzes 27, wodurch an ihm eine kleine, zweite, kreisringförmige Differenzfläche 37 ausgebildet ist, die vom Druck im Zulauf 15 beaufschlagt wird. Diese zweite Differenzfläche 37 am zweiten Differenzdruckkolben 22 ist erheblich kleiner als die vergleichbare, erste Differenzfläche 38 des äußeren Differenzdruckkolbens 19, die vom gleichen Druck beaufschlagt wird. Die erste, größere Differenzfläche 38 wird dabei vom Durchmesser der Gehäusebohrung 18 abzüglich dem Querschnitt des gehäusefesten Ventilsitzes 17 gebildet. Am inneren Differenzdruckkolben 22 bildet der in die Steuerkammer 23 ragende bolzenförmige Schaft 32 eine hydraulisch wirksame Druckfläche 39, deren Größe dem Querschnitt des Schaftes 32 entspricht und die zusätzlich der Größe der kreisringförmigen zweiten Differenzfläche 37 gleicht. Der Schaft 32 kann dadurch einen relativ kleinen Außendurchmesser aufweisen, an dem die bewegte Abdichtung wirksam wird, so daß nur relativ geringe Reibungsverluste entstehen und damit das Ventilverhalten kaum störend beeinflussen. Der erste Differenzdruckkolben 19 wird somit vom Druck in der Steuerkammer 23 auf einer Fläche belastet, deren Ringfläche sich aus dem Querschnitt der Gehäusebohrung 18 abzüglich der Druckfläche 39 ergibt und welche Ringfläche erheblich größer ist als die erste Differenzfläche 38.

Bei dieser Bauweise der beiden ineinander geschachtelten Differenzdruckkolben 19, 22 entstehen innerhalb des ersten Differenzdruckkolbens 19 lediglich zwei Kammern, was eine einfache Bauweise der Ventileinrichtung begünstigt. Die beiden Differenzdruckkolben lassen sich relativ einfach fertigen, wobei durch kleinere Fertigungstoleranzen weniger Versatz der ineinandergeführten Teile entsteht. Für die einzige, allen Funktionen zugeordnete Feder steht ein relativ großer Bau-  
raum zur Verfügung.

Die Ventileinrichtung 10 wird in einer Schaltung mit dem Hydromotor 11 verwendet, zu dessen Steuerung ein proportional arbeitendes 4/3-Wegeventil 41 in LS-Technik verwendet wird. Das Wegeventil 41 weist in üblicher Weise eine Mittelstellung 42 auf, in welcher es eine Steuerleitung 43 zu einem Rücklaufanschluß aufsteuert, während die übrigen Arbeitsanschlüsse blockiert sind. Die Steuerleitung 43 ist über eine Lastdruck-Einlaßöffnung 44 an die Steuerkammer 23 angeschlossen. Für die vorgesteuerte Druckbegrenzungsfunktion ist in die Steuerleitung 43 eine Drosselstelle 45 geschaltet und zusätzlich die Steuerkammer 23 über ein vorsteuerndes Druckbegrenzungsventil 46 abgesichert. In zwei Arbeitsstellungen 51, 52 des Wegeventils 41 ist der Hydromotor 11 nach beiden Richtungen auslenkbar, wobei der jeweilige Lastdruck abgegriffen und über die Steuerleitung 43 der Steuerkammer 23 in der Ventileinrichtung 10 zugeführt wird. Das Wegeventil 41 ist an

den Zulaufkanal 13 der Ventileinrichtung 10 angeschlossen, wobei eine Konstantpumpe 47 Druckmittel aus einem Tank 48 ansaugt und in den Zulauf 15 der Ventileinrichtung 10 fördert. Der Ablauf 16 der Ventileinrichtung 10 ist ebenfalls mit dem Tank 48 verbunden.

Die Wirkungsweise der Ventileinrichtung 10 wird wie folgt erläutert: Die in der Figur dargestellten Ventilstellungen entsprechen dem Ruhezustand der Anordnung. Wenn nun die Konstantpumpe 47 bei Leerlauf anläuft und in der gezeichneten Mittelstellung 42 des Wegeventils 41 der Zulaufanschluß blockiert ist, so kann sich im Zulauf 15 der Ventileinrichtung 10 ein Druck aufbauen. Dieser Druck im Zulauf 15 wirkt auf die relativ große, erste Differenzfläche 38 des äußeren Differenzdruckkolbens 19. Zugleich ist in der Mittelstellung 42 die Steuerkammer 23 über die Steuerleitung 43 zum Tank 48 entlastet. Der angedrosselte Druck der Pumpe 47 öffnet den äußeren Differenzdruckkolben 19 gegen die Kraft der Feder 24, so daß der gesamte Volumenstrom vom Zulauf 15 über den Ablauf 16 zum Tank 48 abströmt. Der erste Differenzdruckkolben 19 arbeitet somit als Leerlaufventil, wobei dessen Differenzfläche 38 und die Feder 24 so aufeinander abgestimmt sind, daß die Konstantpumpe 47 gegen einen relativ niedrigen Umlaufdruck von z. B. 3 bar arbeiten muß. Bei dieser Leerlauf-funktion liegt der innere Differenzdruckkolben 22 mit seinem Ventilkegel 29 am zweiten Ventilsitz in dichter Weise an.

Die Ventileinrichtung 10 übernimmt die Funktion der Lastdruckkompensation, wenn das Wegeventil 41 in eine Arbeitsstellung z. B. 51 geschaltet wird. Die Konstantpumpe 47 fördert dann Druckmittel über die Ventileinrichtung 10 und das Wegeventil 41 zum Hydromotor 11. Dabei wird der Lastdruck stromabwärts der Meßblende 49 über die Steuerleitung 43 in die Steuerkammer 23 geführt und wirkt dort auf eine große Ringfläche, die dem Querschnitt der Gehäusebohrung 18 abzüglich der Druckfläche 39 entspricht. Im Zulauf 15 wirkt der Druck der Konstantpumpe 47 auf die erheblich kleinere, erste Differenzfläche 38, so daß der erste Differenzdruckkolben 19 seine Sperrstellung einnimmt und die Verbindung zum Ablauf 16 bzw. zum Tank 48 blockiert. Am inneren Differenzdruckkolben 22 wirkt der Druck der Konstantpumpe 47 und damit der Druck stromaufwärts der Meßdrossel 49 auf die zweite Differenzfläche 37, während die gleichgroße Druckfläche 39 in der Steuerkammer 23 vom Lastdruck stromabwärts der Meßblende 49 beaufschlagt wird. Der zweite Differenzdruckkolben 22 mit gleich großen Druckflächen 37, 39 bildet somit mit der Feder 24 eine Druckwaage, welche das Druckgefälle über die Meßblende 49 konstant hält. Bei gleicher Feder 24, aber gegenüber der ersten Differenzfläche 38 erheblich verringerten Größe der zweiten Differenzfläche 37 ergibt sich ein gegenüber der Leerlauf-funktion vergrößertes Druckgefälle von z. B. 9 bar, welches für die Größe des Volumenstromes über die Meßblende 49 wirksam ist. Ein evtl. überschüssiger Volumenstrom von der Konstantpumpe 47 wird vom zweiten Differenzdruckkolben 22 über den Auslaß 26 und den Ablauf 16 zum Tank 48 abgesteuert. Diese Funktion der Lastdruckkompensation ist in entsprechender Weise auch in der anderen Arbeitsstellung 52 des Wegeventils 41 durchführbar.

Die Ventileinrichtung 10 kann ferner die Funktion der Druckbegrenzung übernehmen, wenn der Druck in der Steuerkammer 23 den Öffnungsdruck des vorsteuernden Druckbegrenzungsventils 46 erreicht bzw. überschreitet. Dabei arbeiten das Druckbegrenzungsventil

46, die Drosselstelle 45 und der zweite Differenzdruckkolben 22 als vorgesteuertes Druckventil zusammen, wobei der innere Differenzdruckkolben 22 von seinem zweiten Ventilsitz 27 abhebt und den Druck im Zulauf 15 auf den gewünschten Wert begrenzt. Bei der Druckbegrenzungsfunktion wie auch bei den anderen Funktionen ist der Ringraum 35 über den Kanal 36 ständig zum Tank entlastet, so daß sich durch Lecköl keine Fehlfunktionen einstellen können.

Selbstverständlich sind an der gezeichneten Ausführungsform Änderungen möglich, ohne vom Gedanken der Erfindung abzuweichen. So kann es auch zweckmäßig sein, den einstückig ausgebildeten zweiten Differenzdruckkolben 22 z. B. zweiteilig auszubilden, wobei der bolzenförmige Schaft 32 mit dem Federteller 31 ein vom eigentlichen zweiten Ventilkegel 29 getrenntes Bauteil darstellt.

#### Patentansprüche

1. Hydraulische Ventileinrichtung zur Steuerung des Leerlaufs, der Druckbegrenzung und der Lastdruckkompensation in Verbindung mit einem zu steuernden Hydromotor, mit einem Gehäuse, in dem zwischen einem Zulauf und einem Ablauf ein gehäusefester Ventilsitz angeordnet ist, dem eine Gehäusebohrung mit etwas größerem hydraulischen Durchmesser gegenüberliegt, wobei die Gehäusebohrung einen die Leerlauf Funktion steuernden, äußeren Differenzdruckkolben aufnimmt, der im wesentlichen hülsenförmig ausgebildet ist und in seinem Innern einen inneren, zweiten Differenzdruckkolben aufnimmt, der die Funktionen Druckbegrenzung und Lastdruckkompensation steuert, und mit einem am äußeren Differenzdruckkolben ausgebildeten Ventilkegel, der dem gehäusefesten Ventilsitz zugeordnet ist, eine vom Druck im Zulauf beaufschlagte Differenzfläche bildet und welcher Ventilkegel einen mit dem Zulauf verbundenen Einlaß und einen mit dem Ablauf verbundenen Auslaß aufweist, zwischen denen am äußeren Differenzdruckkolben ein innerer, beweglicher Ventilsitz angeordnet ist, auf den sich ein am inneren Differenzdruckkolben ausgebildeter, innerer Ventilkegel legt, dessen Differenzfläche kleiner ist als die Differenzfläche am äußeren Differenzdruckkolben, und mit einer von den beiden Differenzdruckkolben in der Gehäusebohrung begrenzten Steuerkammer, welche eine die Differenzdruckkolben belastende Feder aufnimmt und mit einer Lastdruck-Einlaßöffnung sowie mit einem vorsteuernden Druckbegrenzungsventil in Verbindung steht, und mit einem im äußeren Differenzdruckkolben angeordneten Ringraum, der von einer in letzterem angeordneten Wand begrenzt wird, dadurch gekennzeichnet, daß der innere Differenzdruckkolben (22) einen entgegengesetzt zu seinem Ventilkegel (29) angeordneten, bolzenartigen Schaft (32) aufweist, der durch die Wand (33) gleitend und abgedichtet hindurchgeführt ist und auf dem sich in der Steuerkammer (23) die Feder (24) abstützt, daß eine hydraulisch wirksame Druckfläche (39) des Schafts (32) in der Steuerkammer (23) der Differenzfläche (37) des inneren Differenzdruckkolbens (22) gleicht und daß der den Schaft (32) umgebende Ringraum (35) über einen Kanal (36) mit dem Ablauf (16) in Verbindung steht.

2. Ventileinrichtung nach Anspruch 1, dadurch ge-

kennzeichnet, daß der bolzenförmige Schaft (32) ein mit dem Ventilkegel (29) fest verbundenes Bauteil des inneren Differenzdruckkolbens (22) ist.

3. Ventileinrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Kanal (36) im inneren Differenzdruckkolben (22) angeordnet ist.

4. Ventileinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Trennwand eine in eine Längsbohrung (28) des äußeren Differenzdruckkolbens (19) eingebaute und dort axial festgelegte Abdichthülse (33) ist.

5. Ventileinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Windungsdurchmesser der Feder (24) größer ist als der Durchmesser des Schafts (32) und sich die Feder (24) über einen Federteller (31) am Schaft (32) abstützt, welcher Federteller (31) im Abstand von dem äußeren Differenzdruckkolben (19) liegt.

Hierzu 1 Seite(n) Zeichnungen

— Leerseite —

